POWRÓT

GAZOWE ŁOŻYSKA DYNAMICZNE I ZINTEGROWANY NAPĘD W BUDOWIE WYSOKOOBROTOWYCH MASZYN PRZEPŁYWOWYCH MAŁEJ MOCY

JAN KRYSIŃSKI,
DOROTA KOZANECKA, ZBIGNIEW KOZANECKI
Politechnika Łódzka, Instytut Maszyn Przepływowych,
90-924 Łódź, ul. Stefanowskiego 1/15

SŁOWA KLUCZOWE

Gazowe łożyska, zintegrowany napęd, metody obliczeń, nietypowe czynniki smarujące, stabilny film gazowy, częstośći krytyczne wirnika.

STRESZCZENIE

Przedmiotem tego referatu jest prezentacja wybranych wyników badań eksperymentalnych i prac teoretycznych związanych z realizacją konstrukcji wentylatora z dynamicznymi łożyskami gazowymi. Przedstawiony jest opis konstrukcji modelowej wału i metodyka obliczeń wirnika podpartego na gazowych łożyskach obciążonego statyczną siłą osiową. Zwrócono uwagę na stateczność łożysk dla zadanych parametrów pracy.

WPROWADZENIE

Rozwój nowych technologii i coraz bardziej powszechne stosowanie niekonwencjonalnych materiałów w konstrukcji maszyn, pozwala na rozważenie koncepcji zastosowania czynnika roboczego wysokoobrotowej maszyny przepły-

wowej jako czynnika smarującego jej hydrodynamiczne łożyska. W przypadku maszyn wykorzystujących jako czynnik roboczy gaz lub ciecz o niskiej lepkości (sprężarki, dmuchawy, turboexpandery, pompy lub turbopompy specjalnego przeznaczenia), rozwiązanie to umożliwia:
- podwyższenie sprawności ogólnej maszyny o kilka do kilkunastu procent bez ingerencji w jej układ przepływowy. Spowodowane jest to obniżeniem strat tarcia w łożyskach oraz uproszczeniem konstrukcji (eliminacją układu olejowego i związanych z nim uszczelnień),
- zachowanie absolutnej czystości czynnika roboczego,
- w przypadku zastosowania zintegrowanego z wałem napędu silnikiem wysokiej częstości zbudowanie "hermetycznej" maszyny bez wyprowadzania wirującej końcówki wału na zewnątrz korpusu i związaną z tym dalszą eliminację uszczelnień "czynnik roboczy - atmosfera" oraz przekładni mechanicznej,
- pracę łożysk w wysokich i niskich temperaturach.

W ostatnich latach prace nad nowymi rozwiązaniami łożysk i napędów maszyn przepływowych prowadzone są w wielu ośrodkach badawczych na świecie. Często dotyczą one specjalnych zastosowań (przemysł obronny lub kosmiczny) i ich wyniki publikowane są z dużym opóźnieniem.

Jednym z podstawowych problemów praktycznego zastosowania nietypowych czynników smarujących dla wysokoobrotowych wirników jest niezawodność i pewność działania łożysk w całym zakresie pracy maszyny. W przeciwieństwie do łożysk ślizgowych smarowanych olejem, w łożysku gazowym lub smarowanym cieczą o niskiej lepkości nawet chwilowy kontakt czopa z panwią w zakresie wysokich częstości obrotów wału może doprowadzić do awarii wirnika. Niebezpieczeństwo to powoduje, że przy rozpatrywaniu możliwości zastosowania nietypowych czynników smarujących w praktyce przemysłowej, wymagana jest dokładna analiza dynamiczna układu "wirnik - łożysko - korpus" w całym zakresie działania maszyny. Ponadto materiały użyte do konstrukcji powinny zapewniać w czasie rozruchu i wybiegu maszyny możliwość krótkotrwałego nieniszczącego kontaktu wirującego czopa łożyska z panwią.

Poprawność koncepcji zastosowania łożysk smarowanych czynnikiem roboczym maszyny przy wykorzystaniu nietypowych materiałów konstrukcyjnych sprawdzona została na przykładzie zbudowanego i przebadanego w IMP PŁ w 1989 r. wentylatora cyrkulacyjnego z dynamicznymi łożyskami gazowymi smarowanymi mieszanką helu i chlorowodoru dla lasera dużej mocy.

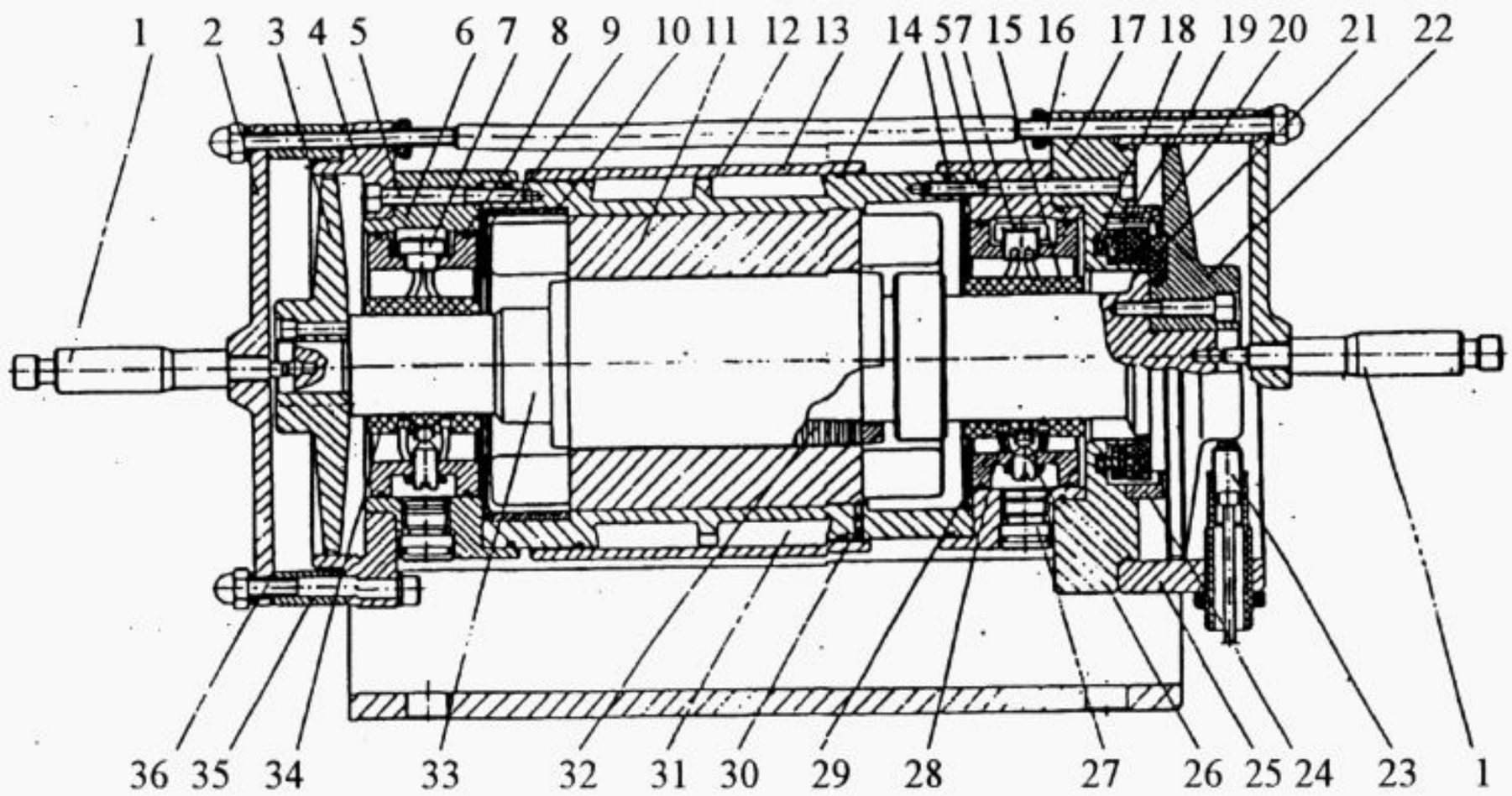
Zbudowany prototyp wentylatora napędzany zintegrowanym z wirnikiem maszyny silnikiem elektrycznym o mocy 2.5 kW pracuje wiele lat w instalacji gazowej lasera bez problemów eksploatacyjnych. Ze względu na konieczność zachowania absolutnej czystości czynnika roboczego, ta sama koncepcja została wykorzystana przy budowie stanowiska badawczego dla potrzeb projektu badawczego KBN p.t. "Gazowe uszczelnienia dynamiczne maszyn wirnikowych" zrealizowanego w IMP PŁ w 1992 r.

Wirnik stanowiska badawczego z dynamicznymi łożyskami gazowymi napędzany jest silnikiem elektrycznym zasilanym z przetwornicy częstości umożliwiającej płynną regulację częstości obrotów w zakresie 40 - 500 Hz.

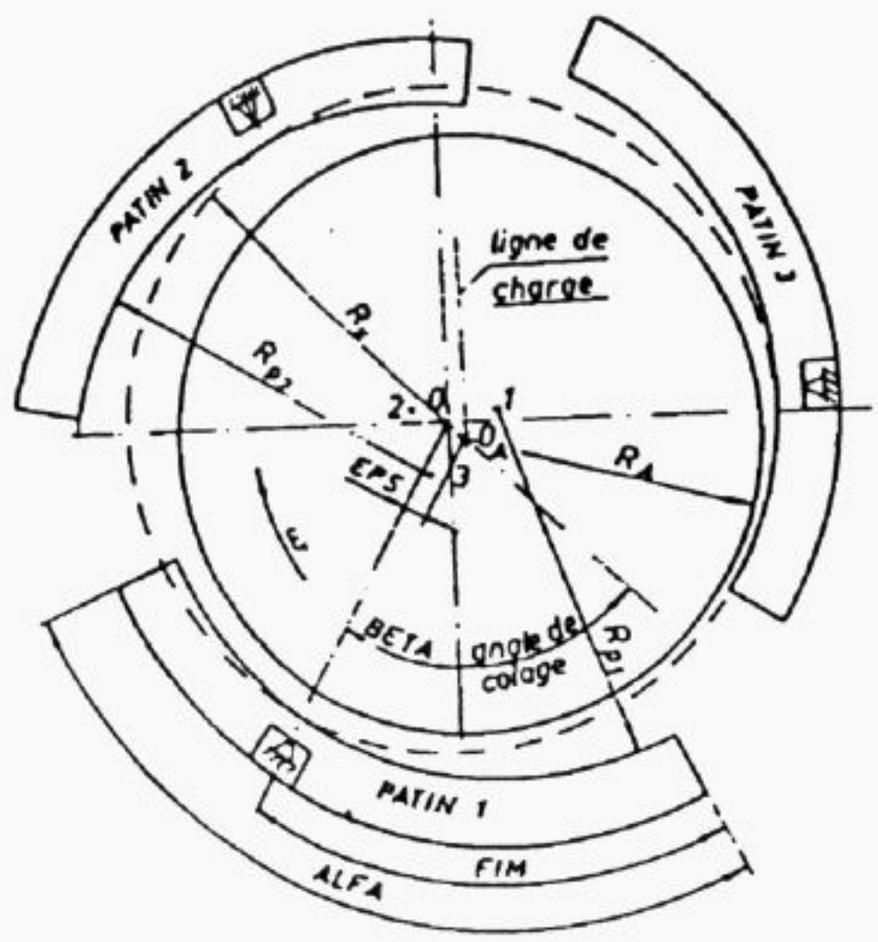
Zdobyte w czasie budowy i badań tych konstrukcji doświadczenia pozwoliły na realizację konstrukcji modelowej wrzeciona małej sprężarki przepływowej o mocy rzędu 100 kW i obrotach 650 Hz.

OPIS KONSTRUKCJI MODELOWEJ LINII WAŁU

Na rysunkach 1 i 2 pokazano schematy konstrukcji modelowej i geometrię segmentowych gazowych łożysk dynamicznych.



Rys. 1. Schemat konstrukcji modelowej: 1 - punktowe podpory stabilizujące wirnik w kierunku osiowym; 3, 22 - modelowe tarcze wirników; 4, 25 - obudowy tarcz modelowych; 7 - elementy układu zasilania łożysk w momencie rozruchu; 8 - elastyczne zawieszenie korpusów łożysk; 11, 12, 13, 14, 31 - stojan silnika z chłodzącym płaszczem wodnym; 15, 34 - segmenty oscylacyjne łożysk; 18, 19, 20, 21 - suche gazowe uszczelnienie międzystopniowe; 23 - czujnik przemieszczeń wirnika; 32 - wirnik silnika; 33 - wał maszyny pokryty ceramiką.



Rys. 2. Geometria segmentowego łożyska dynamicznego

Modelowa linia wału zawiera zintegrowany z nią wirnik silnika elektrycznego o mocy 70 kW zasilany z przetwornicy częstości. Wirnik modelowy podparty jest w dwóch ceramicznych segmentowych łożyskach gazowych. Czopy łożysk pokryte są napyloną plazmowo warstwą ceramiki o grubości rzędu 0.1-0.2 mm. Każdy z segmentów łożysk wyposażony jest w otwory zasilające, umożliwiające doprowadzenie do filmu łożyskowego sprężonego gazu pod ciśnieniem 0.1 MPa w momencie rozruchu maszyny. Ten szczątkowy system zasilania łożysk umożliwia beztarciowy rozruch aż do osiągnięcia częstości obrotów, przy której możliwe jest wytworzenie stabilnego filmu gazowego łożysk promieniowych po odcięciu dopływu czynnika zasilającego. Dla badanej kostrukcji ta częstość obrotów wynosi 80 Hz (4800 obr/min), co limituje czas zasilania łożysk przy rozruchu do około 2 sekund. Od tego momentu łożyska konstrukcji pracują bez zasilania z zewnątrz sprężonym gazem.

Stojan wysokoobrotowego silnika elektrycznego chłodzony jest wodą, natomiast wał wymuszonym osiowym przepływem czynnika roboczego maszyny w szczelinie pomiędzy stojanem a wirnikiem i obwodowym przepływem gazu w dynamicznych łożyskach promieniowych maszyny.

Na wale konstrukcji zamontowano dwie bezłopatkowe tarcze modelujące obecność kół wirnikowych dwustopniowej sprężarki przepływowej. Za tarczą modelową drugiego stopnia sprężarki zamontowano wysokoobrotowe suche uszczelnienie gazowe pełniące rolę uszczelnienia międzystopniowego. W jego konstrukcji wykorzystano rezultaty osiągnięte w wyniku realizacji w IMP PŁ w 1992 r. projektu badawczego KBN dotyczącego gazowych uszczelnień dynamicznych maszyn wirnikowych [10].

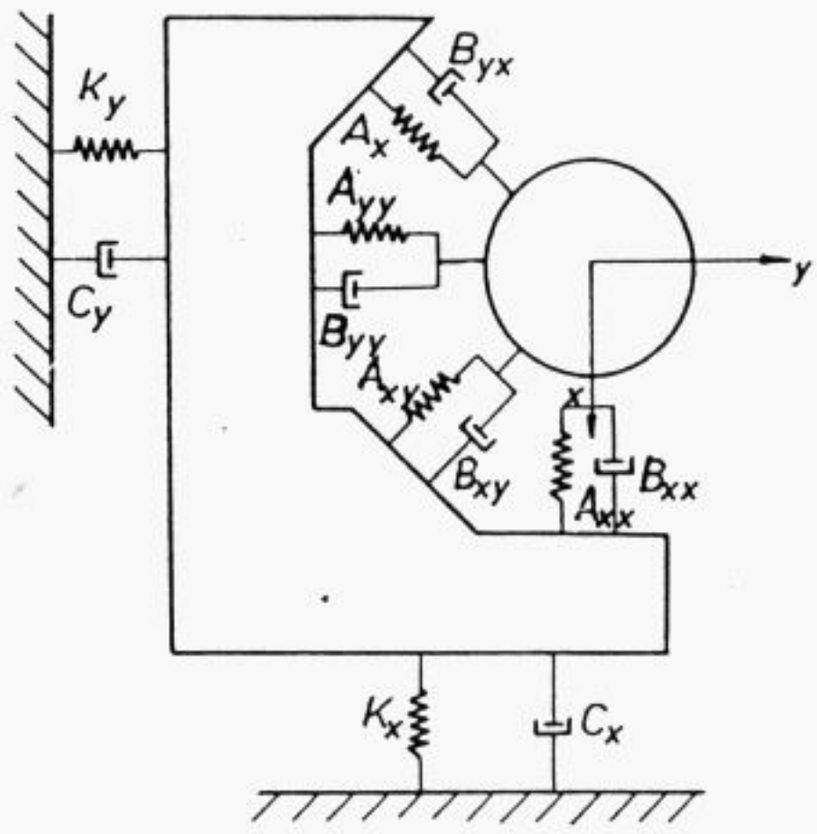
W chwili obecnej trwają prace nad konstrukcją układu zrównoważenia sił osiowych rzeczywistej sprężarki.

OBLICZENIA WYSOKOOBROTOWYCH WIRNIKÓW PODPARTYCH W DYNAMICZNYCH ŁOŻYSKACH PODPARTYCH.

Duża liczba opublikowanych prac teoretycznych i eksperymentalnych wskazuje jednoznacznie, że nowoczesna analiza dynamiczna linii wału maszyny przepływowej wymaga uwzględnienia własności całego systemu "wirnik - łożysko - fundament". Wymaga to dobrej znajomości własności dynamicznych każdego z elementów wchodzących w skład rozpatrywanego systemu. Rysunek 3 przedstawia schemat modelu dynamicznego systemu "wirnik-łożysko-korpus". Zlinearyzowane, wokół pozycji równowagi zespolone współczynniki dynamiczne poszczególnych elementów oznaczono symbolami sprężysto - tłumiącymi.

Własności dynamiczne gazowych łożysk segmentowych są w powyższym systemie elementem będącym funkcją wielu zmiennych i ich określenie nastręcza najwięcej kłopotów obliczeniowych i pomiarowych ze względu na dużą liczbę stopni swobody (od kilku do kilkunastu w zależności od konstrukcji). Metoda obliczeń opisana jest szczegółowo w pracach [1, 6] i obejmuje:

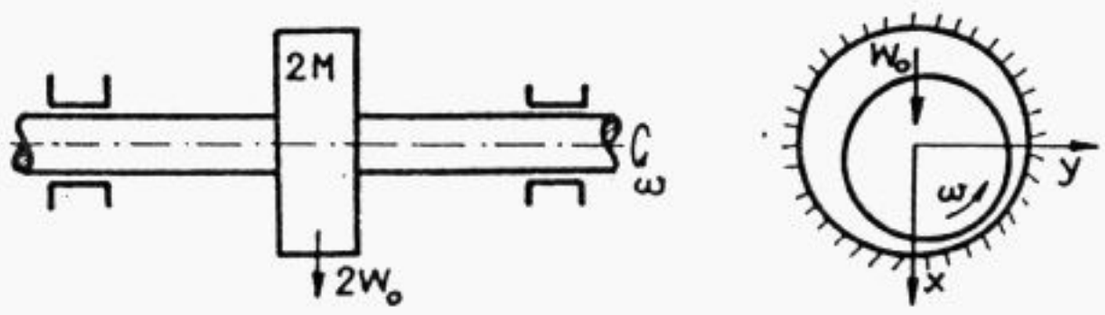
- określenie położenia równowagi statycznej czopa względem panwi, złożonej z punktowo podpartych segmentów oscylacyjnych, dla zadanego obciążenia,
- obliczenie zlinearyzowanych, wokół pozycji równowagi czopa łożyska, zespolonych współczynników dynamicznych uwzględniających bezwładność segmentów panwiowych i opóźnienie fazowe ich ruchu w stosunku do przemieszczeń czopa. Zjawisko to, w przypadku wysokoobrotowych łożysk gazowych znacząco wpływa na wartości współczynników dynamicznych filmu smarnego,
- określenie stateczności "wirowej" łożysk dla zadanych parametrów pracy.



Rys 3. Model dynamiczny systemu "wirnik-łożysko-korpus"

Zlinearyzowane, w najbliższym otoczeniu punktu równowagi statycznej systemu, współczynniki dynamiczne jego elementów składowych są uznane za wystarczające dla określenia granicy stateczności i częstości krytycznych układu. Założenie małych przesunięć czopa wokół pozycji równowagi statycznej, pozwala na wyrażenie dodatkowych sił hydrodynamicznych pojawiających się w filmie łożyskowym w funkcji przemieszczeń i prędkości przemieszczeń czopa, a następnie na określenie wartości zespolonych współczynników sprężystości i tłumienia łożyska dla określonych parametrów pracy maszyny. Obliczenie wartości tych współczynników odbywa się na drodze numerycznej i pozwala przejść do analizy stateczności pracy łożyska w zadanym punkcie pracy.

Rozpatrzmy dla każdego z łożysk badanej maszyny, obciążonego statyczną siłą W, układ symetrycznego i sztywnego wału o masie 2 M podpartego w dwóch identycznych łożyskach o zdefiniowanych uprzednio zespolonych współczynnikach dynamicznych przedstawiony na rysunku 4.



Rys 4. Układ przyjęty do obliczeń granicy stateczności funkcjonowania każdego z łożysk maszyny modelowej.

Analiza równań ruchu tak zdefiniowanego układu pozwala zauważyć, że stateczność pracy łożyska dla określonej pozycji równowagi jest funkcją współczynników dynamicznych filmu oraz części masy wirnika podpartej w rozpatrywanym łożysku, gdzie masa ta jest traktowana jako parametr.

Wynik tak przeprowadzonych rozważań prowadzi więc do określenia masy krytycznej wirnika i możliwe są trzy interpretacje tego rezultatu:

a) masa wirnika jest niższa od masy krytycznej i łożysko pracuje statecznie dla rozpatrywanej pozycji równowagi;

b) masa wału jest równa masie krytycznej i pozycja równowagi jest "orbitalnie stateczna" tzn. środek wału zatacza orbitę zamkniętą wokół pozycji rownowagi co charakteryzuje zjawisko "wiru";

c) masa wału jest wyższa od masy krytycznej i pozycja równowagi jest niestateczna, tzn. środek wału zatacza orbitę z każdym obrotem oddalając się od pozycji równowagi.

Należy nadmienić, że jedynie rezultat "a" jest miarodajny dla systemu liniowego i nieliniowego. W przypadkach "b" i "c" konieczna jest analiza nieliniowych członów układu równań ruchu dla obliczenia parametrów orbity czopa w panwi.

WYBRANE WYNIKI OBLICZEŃ I BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH MODELOWEJ LINII WAŁU

Bezpieczeństwo pracy rozpatrywanej konstrukcji sprężarki modelowej powoduje, że wynik obliczeń wskazujący na możliwość wystąpienia jakiejkolwiek formy niestatecznego ruchu wirnika (przypadki "b" i "c") jest nie do przyjęcia dla wirnika podpartego w gazowych łożyskach dynamicznych.

Badana konstrukcja modelowa wyposażona została w czujniki pomiarowe umożliwiające wykonanie badań eksperymentalnych według programu:

A - określenie minimalnej częstości obrotów, przy której dla wirnika o masie 5,8 kg możliwa jest prawidłowa praca łożysk bez zasilania sprężonym gazem,

B - pomiar amplitudy drgań korpusów łożysk w całym zakresie częstości,

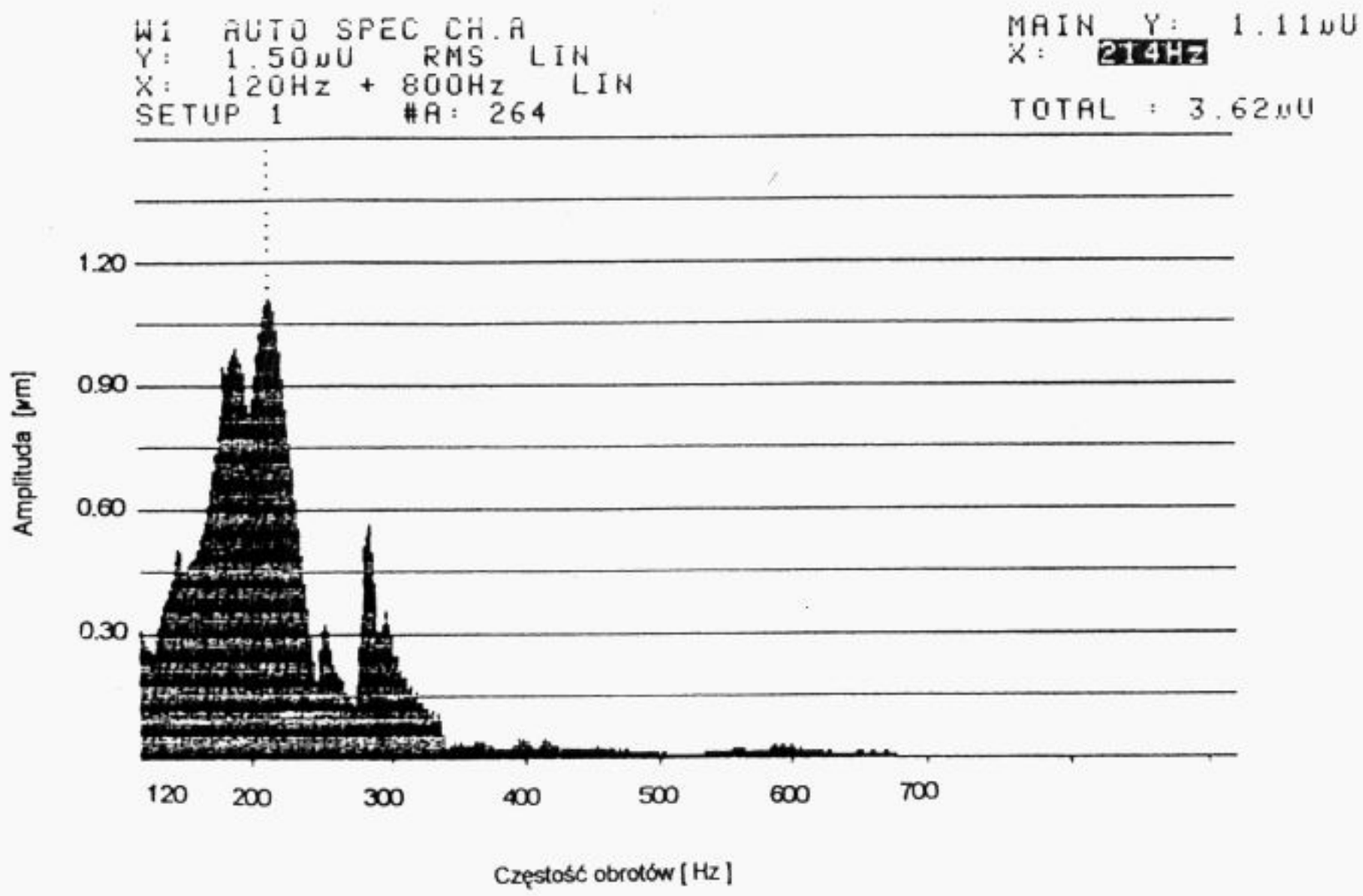
C - pomiar trajektorii końcówki wału dla oceny stateczności funkcjonowania łożysk,

D - pomiar strat mocy związanej z tarciem w łożyskach, brodzeniem wirnika i tarcz modelowych,

E - próby pracy ciągłej (20 godzin-650 Hz) oraz próby wybiegu w warunkach tarcia suchego (ponad 200 cykli wybiegu bez zasilania sprężonym gazem).

Podstawowym czynnikiem oceny poprawności zastosowanych metod obliczeniowych było porównanie wartości obliczonych i zmierzonych wartości częstości krytycznych systemu "wirnik - łożyska - korpus".

Na rysunku 5 pokazano przykładową charakterystykę częstotliwościową wybiegu wirnika i zaznaczono wartości pierwszych dwóch częstości krytycznych konstrukcji modelowej uzyskane poprzez pomiar drgań korpusu łożyska.

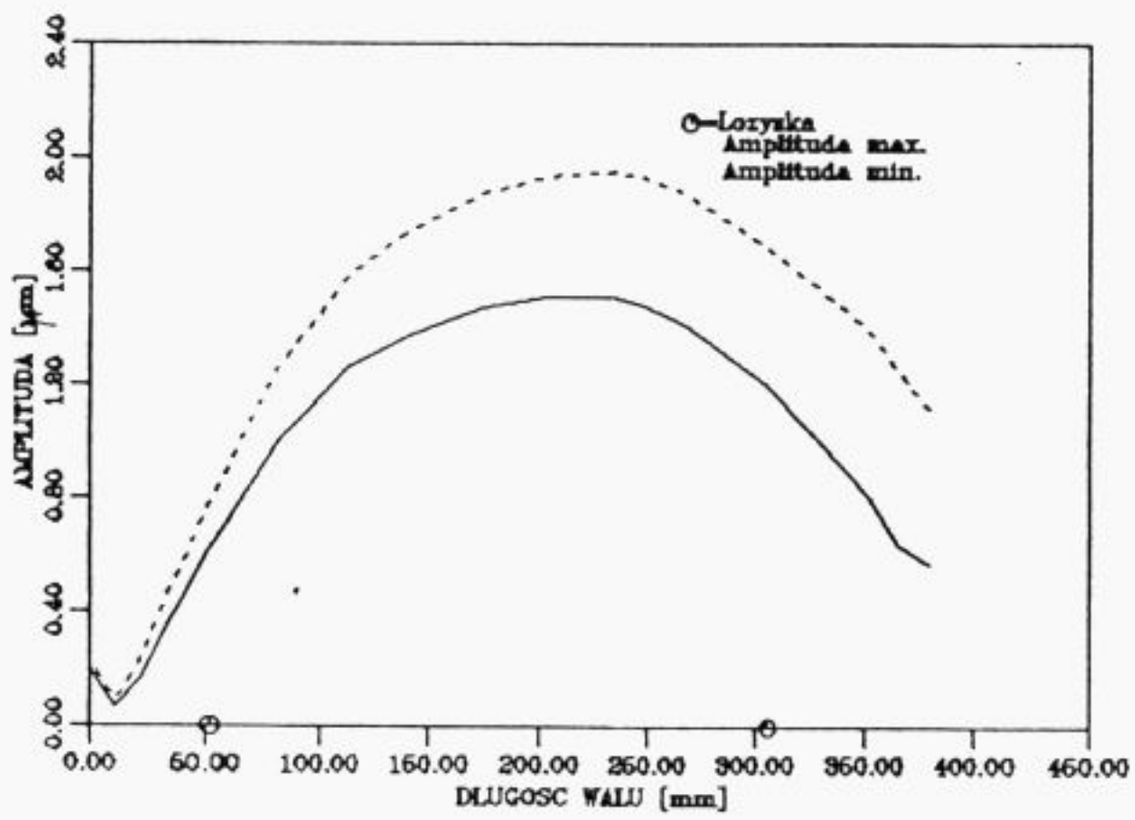


Rys 5. Charakterystyka częstotliwościowa wybiegu modelowej linii maszyny

Dla całego zakresu częstości nie zaobserwowano oznak niestatecznej pracy wirnika. Obliczone i pomierzone częstości krytyczne układu "wirnik - łożyska - korpus" wyniosły:

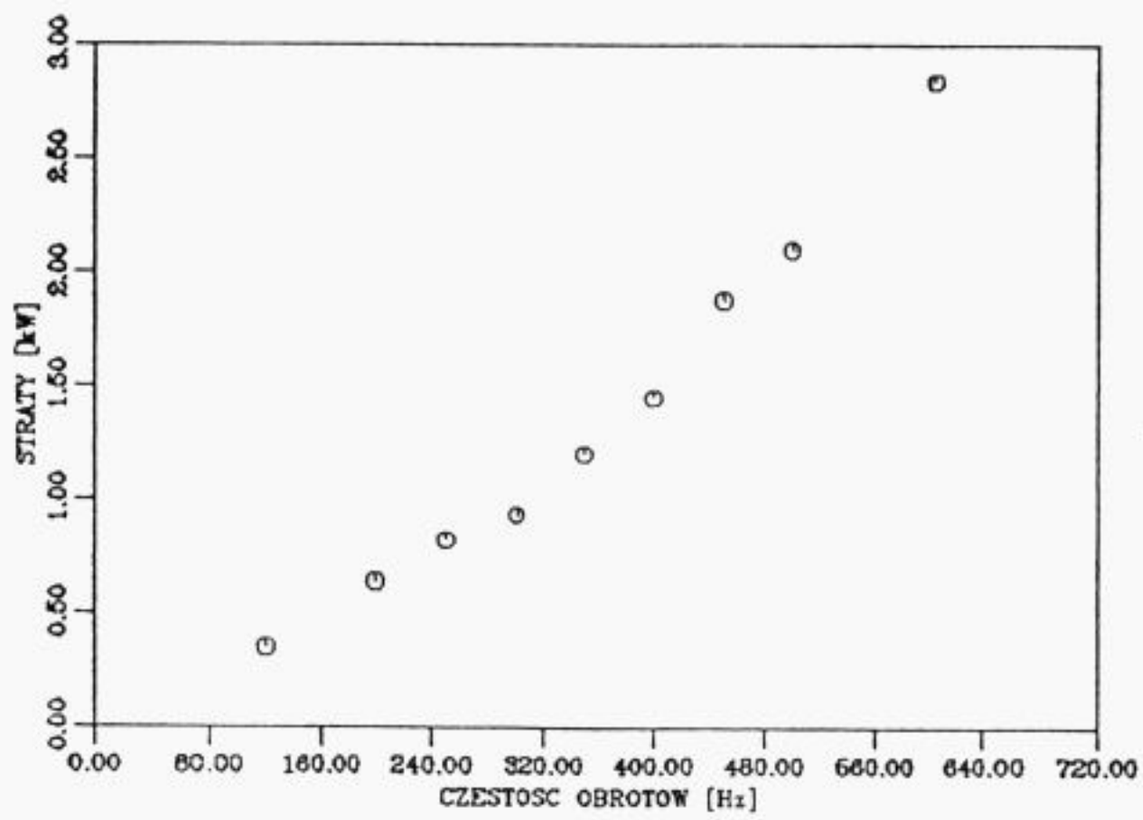
	Obliczenia	Pomiar
1.	220.7 Hz	190 - 215 Hz
2.	295.0 Hz	285 Hz
3.	1089.3 Hz	

Na rysunku 6 pokazano przykładowo obliczeniową linię ugięcia dynamicznego wału konstrukcji modelowej (odpowiedź synchroniczna wirnika wyważonego klasie G 2,5) dla nominalnej częstości obrotów 650 Hz.



Rys. 6 Obliczeniowa linia ugięcia dynamicznego wirnika konstrukcji modelowej dla nominalnej częstości obrotów równej 650 Hz

Na rysunku 7 pokazano charakterystykę strat tarcia w łożyskach i gazowym uszczelnieniu dynamicznym oraz strat brodzenia tarcz modelowych i wirnika silnika mierzonych na drodze elektrycznej.



Rys 7. Pomiarowa charakterystyka sumarycznych strat tarcia modelowego wirnika

WNIOSKI

Otrzymane dotychczas rezultaty badań eksperymentalnych potwierdzają wiarygodność zaproponowanej metody obliczeń modelowej linii wału.

1. Małe straty mechaniczne konstrukcji modelowej pozwalają założyć około 6 - 10% wyższą sprawność sprężarki zrealizowanej według zaproponowanej koncepcji w stosunku do konwencjonalnej maszyny o porównywalnej mocy i częstości obrotów.
2. Uzyskane dotychczas wyniki badań eksperymentalnych konstrukcji modelowej uzasadniają dalszą kontynuację prac zmierzających do budowy prototypowej wysokoobrotowej sprężarki z dynamicznymi łożyskami gazowymi i zintegrowanym napędem elektrycznym. Prace te powinny dotyczyć wyjasnienia szeregu problemów, z których najważniejsze to:

- konstrukcja układu przeniesienia znacznych sił osiowych występujących na wale rzeczywistej maszyny,
- próby kompletnego układu modelowego pod pełnym obciążeniem (około 100 kW mocy mechanicznej na wale konstrukcji) dla założonej nominalnej częstości obrotów celem sprawdzenia efektywności chłodzenia wirnika i stojana silnika elektrycznego wysokiej częstości,
- konstrukcja i próby układu chwilowego zasilania gazowych łożysk dynamicznych wału w momencie rozruchu maszyny (akumulator ciśnienia).

BIBLIOGRAFIA

1. KOZANECKI Z.: Etudes des paliers a gaz pour machines a grande vitesse - comparaison generale avec d'autres technologies, Praca doktorska, Uniwersytet Poitiers, wrzesień 1986,
2. KAZIMIERSKI Z., KRYSIŃSKI J.: Łożyskowanie gazowe i napędy mikroturbinowe, WNT Warszawa, 1981,
3. FRENE J. i inni: Lubrification hydrodynamique, Eyrolles, Paris, 1990,
4. KOZANECKI Z, PASCAL M.T., VIALETTES J.M.: Etude theorique et experimentale de paliers a gaz a patins oscillants pour ligne d'arbre a grande vitesse, Raport Electricite de France HP44/90.21, listopad 1990,
5. KAZIMIERSKI Z., KOZANECKI Z., HORODKO L.: Vibration of the Least Loaded Pad of the Tilting Pad Gas Journal Bearing, Trans. ASME, Journal of Trib, April 1988,
6. KOZANECKI Z.: Model dynamiczny samodziałającego łożyskowania gazowego wirników wysokoobrotowych, Zeszyty naukowe PŁ, Nr 604 1990,
7. KATO T. i inni: Development of a large centrifugal cryogenic pump, Recent Progress on Science & Technology IHI, vol.2, April 1993,
8. EBER G. i inni: Turbines with dynamic gas bearings and their application in helium refrigerators, Cyrogenics, XI 1988,
9. KOZANECKI Z., SIWEK A.: Wentylator cyrkulacyjny lasera dużej mocy z samodziałającymi łożyskami gazowymi, Zeszyty naukowe PŁ, Nr 604, 1990,
10. KRYSIŃSKI J., KAZIMIERSKI Z., KOZANECKI Z. i inni: Gazowe uszczelnienia dynamiczne maszyn wirnikowych, Raport końcowy projektu badawczego KBN, Łódź, grudzień 1992.

recenzował: Prof. dr hab. inż. Jan Burcan

DYNAMIC GAS BEARING AND INTEGRAL DRIWE IN CONSTRUCTION OF HIGH - SPEED FLOW MACHINES OF SMALL POWER

SUMMARY

The paper suggest utilizing a working medium of a small high-speed centrifugal compressor (40000 rpm, 100kW) as the lubrication medium in the hydrodynamic gas bearings. The elimination of the oil lubrication and sealing system as well as minimal friction losses in the tilting pad gas bearings permit the increase in the efficiency of this machine by a few percent in comparison with the contemporary conception of constructing such a compressor. The results of experimental research conducted on the constructed model, confirm the credibility of the utilized calculating method, motivating the reason for continuing research in this direction.